



(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

Patentschrift

(10) DE 197 49 678 C 1

(51) Int. Cl. 6:
F 16 F 15/134
F 16 D 3/12

DE 197 49 678 C 1

- (21) Aktenzeichen: 197 49 678.4-13
- (22) Anmeldetag: 10. 11. 97
- (23) Offenlegungstag: -
- (45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 10. 12. 98

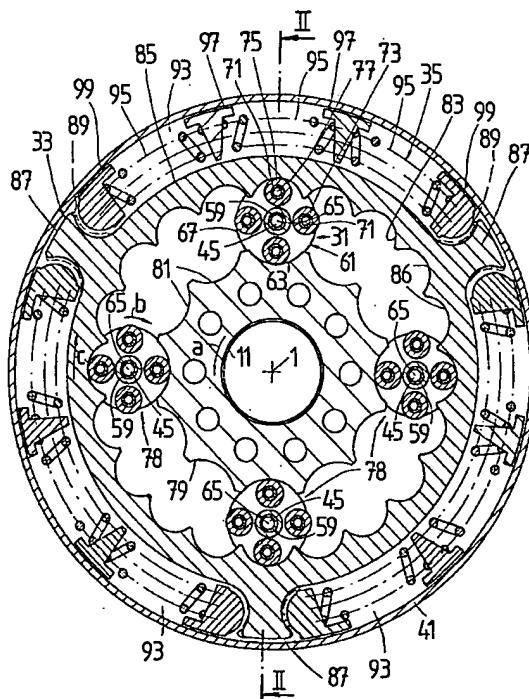
Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

- (73) Patentinhaber:
Mannesmann Sachs AG, 97424 Schweinfurt, DE
- (74) Vertreter:
H. Weickmann und Kollegen, 81679 München

- (72) Erfinder:
Dettmar, Martin, Dipl.-Ing., 97422 Schweinfurt, DE
- (56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:
DE 94 14 314 U1

(34) Drehschwingungsdämpfer

(51) Es wird ein Drehschwingungsdämpfer, insbesondere zur Anordnung in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs vorgeschlagen. Der Drehschwingungsdämpfer umfaßt drei Schwungmassenanordnungen, welche sowohl gemeinsam als auch relativ zueinander um eine gemeinsame erste Drehachse (1) drehbar angeordnet sind, wobei wenigstens zwei der drei Schwungmassenanordnungen durch eine Federanordnung (35) drehelastisch miteinander gekoppelt sind. Die drei Schwungmassenanordnungen sind weiterhin über ein Rollengetriebe (31) miteinander gekoppelt, wobei die erste Schwungmassenanordnung entlang wenigstens einem Teilumfang derselben eine erste Verzahnung (79) aufweist, die dritte Schwungmassenanordnung (33) entlang wenigstens einem Teilumfang derselben eine zweite Verzahnung (83) aufweist und die zweite Schwungmassenanordnung (7) wenigstens einen um eine zweite Drehachse (65) drehbar gelagerten Rollenträger (61) sowie eine Mehrzahl von Rollenkörpern (75) umfaßt, welche wenigstens an Teilbereichen der ersten Verzahnung (79) und an Teilbereichen der zweiten Verzahnung (83) abrollen und von denen jeder mit Abstand zu der zweiten Drehachse (65) angeordnet und an dem Rollenträger (61) um eine ihm zugeordnete dritte Drehachse (77) drehbar gelagert ist.



DE 197 49 678 C 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Drehschwingungsdämpfer, insbesondere zur Anordnung in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs.

Zur Dämpfung von Drehschwingungen im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs ist aus dem deutschen Gebrauchsmuster 94 14 314 ein Drehschwingungsdämpfer bekannt, welcher drei sowohl gemeinsam als auch relativ zueinander um eine gemeinsame erste Drehachse drehbar angeordnete Schwungmassenanordnungen umfaßt, welche mittels eines Planetengetriebes zur Übertragung von Drehkräften ineinander gekoppelt sind, wobei zwei der drei Schwungmassenanordnungen mittels einer Federung drehelastisch miteinander gekoppelt sind. Hierbei weist die erste Schwungmassenanordnung als Sonnenrad eine Außenverzahnung auf, mit welcher Planetenräder kämmen, die um achsparall zu der ersten Drehachse versetzte zweite Drehachsen drehbar an der als Planetenradträger wirkenden zweiten Schwungmassenanordnung gelagert sind. Die Planetenräder kämmen ferner mit einem Hohlräder, welches durch eine an der dritten Schwungmassenanordnung vorgesehene Innenverzahnung gebildet ist.

Bei diesem Drehschwingungsdämpfer wird eine der drei Schwungmassenanordnungen eingangsseitig an der Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine befestigt und eine andere der drei Schwungmassenanordnungen trägt ausgangsseitig eine Reibfläche einer Reibungskupplung. Bei einer Änderung des von der eingesseitigen Schwungmassenanordnung auf die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung zu übertragenden Drehmoments können sich diese beiden Schwungmassenanordnungen relativ zueinander verdrehen, wobei durch die drehelastische Kopplung von ebenfalls zwei der drei Schwungmassenanordnungen einerseits eine Dämpfung der auftretenden Drehmomentschwankung erfolgt und andererseits die Drehauslenkung der eingesseitigen Schwungmassenanordnung bezüglich der ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung einen in erster Linie durch das zu übertragende Drehmoment und die Federkraft der Federung bestimmten Wert annimmt.

Zum Betrieb des bekannten Drehschwingungsdämpfers kann wahlweise die erste, zweite oder dritte Schwungmassenanordnung als eingesseitige Schwungmasse und eine der beiden verbleibenden Schwungmassenanordnungen als ausgangsseitige Schwungmasse verwendet werden. Die Federung kann dann ferner sowohl zwischen der eingesseitigen und der ausgangsseitigen Schwungmasse als auch zwischen der verbleibenden dritten, auch als Zwischenmasse bezeichneten Schwungmassenanordnung und entweder der eingesseitigen Schwungmasse oder der ausgangsseitigen Schwungmasse wirken.

Ein Nachteil des bekannten Drehschwingungsdämpfers liegt darin, daß bei einem nur geringfügig um einen Mittelwert schwankenden zu übertragenden Drehmoment, wie es bei gleichmäßiger Fahrt des Kraftfahrzeugs mit im wesentlicher konstanter Geschwindigkeit über längere Zeiten auftreten kann, die Drehstellung der über das Planetengetriebe miteinander gekoppelten Schwungmassenanordnungen relativ zueinander sich über lange Zeiträume zwar mit nur geringer Amplitude, jedoch in einer ständigen Hinundherbewegung um eine mittlere Stellung ändert, was dazu führt, daß an der Übertragung der unter Umständen großen Drehmomente jeweils nur einzelne Zähne des Sonnenrads, der Planetenräder und des Hohlrads beteiligt sind. Diese einzelnen Zähne unterliegen damit, im Vergleich zu anderen Zähnen des Planetengetriebes, einem wesentlich erhöhten Verschleiß, der bis zur Zerstörung einzelner Zähne des Planetengetriebes führen kann und damit dessen Lebensdauer be-

grenzt.

Es ist demgemäß eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen Drehschwingungsdämpfer mit mehreren Schwungmassen zu schaffen, bei welchem eine die 5 Schwungmassen miteinander koppelnde Getriebeanordnung einem geringeren Verschleiß ausgesetzt ist 4.

Die Erfindung geht von einem insbesondere in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs anzuordnenden Drehschwingungsdämpfer aus, der drei Schwungmassenanordnungen umfaßt, welche sowohl gemeinsam als auch relativ zueinander um eine gemeinsame erste Drehachse drehbar angeordnet sind, wobei wenigstens zwei der drei Schwungmassenanordnungen, durch eine Federanordnung drehelastisch miteinander gekoppelt sind, wobei mittels einer Getriebeanordnung eine erste der drei Schwungmassenanordnungen an eine zweite der drei Schwungmassenanordnungen und die zweite Schwungmassenanordnung an eine dritte der drei Schwungmassenanordnungen gekoppelt ist und wobei die Getriebeanordnung eine an der ersten Schwungmassenanordnung entlang wenigstens einem Teilumfang derselben vorgesehene erste Verzahnung, eine an der dritten Schwungmassenanordnung entlang wenigstens einem Teilumfang derselben vorgesehene zweite Verzahnung und wenigstens eine an der zweiten Schwungmassenanordnung um 10 eine zweite Drehachse drehbar gelagerte Drehübertragungseinrichtung, welche zur Übertragung von Drehkräften mit der ersten Verzahnung und mit der zweiten Verzahnung in Eingriff steht, umfaßt.

Erfindungsgemäß ist bei einem solchen Drehschwingungsdämpfer vorgesehen, daß die wenigstens eine Drehübertragungseinrichtung einen an der zweiten Schwungmassenanordnung um die zweite Drehachse drehbar gelagerten Rollenträger sowie eine Mehrzahl von zur Übertragung von Drehkräften wenigstens an Teilbereichen der ersten Verzahnung und an Teilbereichen der zweiten Verzahnung abrollenden Rollenkörpern umfaßt, von denen jeder mit Abstand zu der zweiten Drehachse angeordnet und an dem Rollenträger um eine ihm zugeordnete dritte Drehachse drehbar gelagert ist.

Der Erfundung liegt die Feststellung zugrunde, daß bei dem eingeschilderten Drehschwingungsdämpfer, bei dem miteinander kämmende Zahnräder die drei Schwungmassenanordnungen ineinander koppeln, die Zahnlängen zweier Zahnräder unter Reibkontakt ineinander greifen. Der unter möglicherweise großer Belastung und ständigen Hin- und Herbewegungen erfolgende Reibkontakt einzelner Zahnlängen aneinander führt zu deren vorzeitiger Abnutzung.

Der Erfundung liegt die Idee zugrunde, daß ein derartiger lokal an dem Getriebe auftretender Verschleiß verringert 50 werden kann, wenn nicht miteinander kämmende Zahnräder zur Übertragung der Drehmomente verwendet werden, sondern eine Drehübertragungseinrichtung verwendet wird, welche drehbar gelagerte Rollenkörper umfaßt, die zur Übertragung von Drehmomenten zwar mit einer Verzahnung im Eingriff stehen, an dieser jedoch abrollen. Aufgrund der dann zwischen den einzelnen Elementen der Getriebeanordnung auftretenden Rollreibung unterliegen diese Elemente einem vergleichsweise geringen Verschleiß.

Der Teilumfang, entlang dem die erste oder/und zweite Verzahnung an der ersten bzw. dritten Schwungmassenanordnung vorgesehen ist, wird dabei vorteilhafterweise wenigstens so groß gewählt, daß an ihm die Drehübertragungseinrichtung mit ihren Rollenkörpern in dem gesamten durch die drehelastische Kopplung zwischen den beiden 55 Schwungmassenanordnungen zugelassenen Verdrehweg abrollen kann.

Vorteilhafte Geometrien für Verzahnungsformen, an denen die Rollenkörper zur Übertragung von Drehkräften ab-

rollen, können insbesondere unter Zuhilfenahme numerischer Methoden errechnet und mittels NC-Werkzeugen oder auch Stanzwerkzeugen gefertigt werden.

Die Geometrie der Verzahnung kann insbesondere derart gewählt werden, daß die erste Schwungmassenanordnung gegenüber der zweiten Schwungmassenanordnung Drehspiel aufweist. Dies kann sich darin zeigen, daß, bei festgehaltener Drehstellung der zweiten Schwungmassenanordnung zur dritten Schwungmassenanordnung und des Rollenträgers zur zweiten Schwungmassenanordnung, die erste Schwungmassenanordnung über einen Drehwinkelbereich hin- und herbewegt werden kann, wobei der Drehwinkelbereich durch die Anlage von Rollenkörpern an der ersten Verzahnung beschränkt ist. Entsprechend kann die Geometrie der zweiten Verzahnung derart ausgebildet sein, daß die dritte Schwungmassenanordnung Drehspiel gegenüber der zweiten Schwungmassenanordnung aufweist. Ein derartiges Drehspiel kann dazu ausgenutzt werden, den Verschleiß der Getriebeanordnung weiter zu reduzieren, indem nämlich auftretende Drehschwingungen in dem Drehspiel absorbiert werden, ohne die übrigen Komponenten der Getriebeanordnung anzutreiben.

Andererseits liegt bei der Übertragung von Drehmomenten wenigstens ein Rollenkörper an einer Zahnflanke der ersten bzw. zweiten Schwungmassenanordnung an, und diese Anlage des Rollenkörpers wird aufgrund der drehelastischen Wirkung der Federanordnung an der Zahnflanke auch bei geringfügigen Schwankungen des zu übertragenden Drehmoments bestehen bleiben. Somit wird dieses zur Verfügung stehende Drehspiel in dem geschilderten Betriebszustand nicht durchlaufen, und mit einem Drehspiel möglicherweise auftretende nachteilige Effekte, wie eine erhöhte Geräuschentwicklung, treten hierbei nicht auf. Verzahnungen mit Drehspiel können einfacher zu fertigen sein als Verzahnungen ohne Drehspiel.

Andererseits kann jedoch auch vorgesehen sein, daß die erste bzw. die zweite Verzahnung und die in sie eingreifenden Rollenkörper derart ausgebildet sind, daß die erste oder/und dritte Schwungmassenanordnung im wesentlichen kein Drehspiel gegenüber der zweiten Schwungmassenanordnung aufweisen, was zu einem besonders geräuscharmen Lauf der Getriebeanordnung führt.

Bevorzugterweise ist eine Mehrzahl von in Umfangsrichtung um die erste Drehachse verteilten Drehübertragungseinrichtungen vorgesehen. Diese Maßnahme verringert im Vergleich zu nur einer einzigen Drehübertragungseinrichtung das durch jede einzelne Drehübertragungseinrichtung zu übertragende Drehmoment, wirkt somit verschleißmindernd, und verringert andererseits die zwischen den drei Schwungmassenanordnungen auftretenden Radialkräfte.

Insbesondere kann bei einer gegebenen Verzahnungsgeometrie durch den Einsatz einer Mehrzahl von Drehübertragungseinrichtungen ein zwischen den Schwungmassenanordnungen auftretendes Drehspiel verringert werden, indem nämlich das Drehspiel in eine erste Drehrichtung durch Anlage eines Rollenkörpers einer ersten der Mehrzahl von Drehübertragungseinrichtungen an der ersten bzw. zweiten Verzahnung beschränkt ist und das Drehspiel in einer der ersten Drehrichtung entgegengesetzten zweiten Drehrichtung durch Anlage eines Rollenkörpers einer von der ersten Drehübertragungseinrichtung verschiedenen zweiten Drehübertragungseinrichtung an der ersten bzw. zweiten Verzahnung beschränkt ist. Durch diese Maßnahme kann auch ein besonders ruhiger Lauf der Getriebeanordnung erreicht werden.

Um eine möglichst gute Kompensierung der durch die Drehübertragungseinrichtungen auf die drei Schwungmassenanordnungen ausgeübten Radialkräfte zu erzielen, sind

die Drehübertragungseinrichtungen vorteilhafterweise um die Drehachse im wesentlichen gleichmäßig angeordnet. Insbesondere ist hierbei eine gerade Anzahl von Drehübertragungseinrichtungen vorgesehen, welche sich paarweise 5 zur ersten Drehachse diametral gegenüberliegen.

Um die Geometrie der Verzahnung bei im wesentlichen gleichmäßig um die erste Drehachse verteilten Drehübertragungseinrichtungen weiter zu optimieren, ist vorgesehen, daß die erste oder/und die zweite Verzahnung bezüglich einer Drehung um einen Winkel von 360° geteilt durch die 10 Anzahl der Drehübertragungseinrichtungen und multipliziert mit einer ganzen Zahl symmetrisch ist. Sind beispielsweise sechs Drehübertragungseinrichtungen, die zueinander unter einem Winkel von 60° um die erste Drehachse angeordnet sind, vorgesehen, so kann die Verzahnung gegenüber Drehung um 60° symmetrisch ausgebildet sein. Damit befindet sich eine jede der Drehübertragungseinrichtungen mit ihren Rollenkörpern in der gleichen Drehstellung bezüglich der Verzahnung und es erfolgt somit eine im wesentlichen 15 gleichmäßige Belastungsaufteilung zwischen den einzelnen Drehübertragungseinrichtungen. Wird die Verzahnung andererseits bezüglich einer Drehung von 180° symmetrisch ausgebildet, so liegen bei sich jeweils diametral gegenüberliegenden Drehübertragungseinrichtungen jeweils im wesentlichen gleiche Zahneingriffsverhältnisse vor. Zudem kann hierbei die Verzahnung noch derart ausgebildet sein, daß zwischen verschiedenen Paaren von sich diametral gegenüberliegenden Drehübertragungseinrichtungen jeweils unterschiedliche Zahneingriffsbedingungen herrschen, was 20 hinsichtlich eines ruhigen Laufs der Getriebeanordnung förderlich ist.

Bevorzugterweise ist vorgesehen, daß bei Drehung der wenigsten einen Drehübertragungseinrichtung um die zweite Drehachse in Umfangsrichtung aufeinanderfolgende 25 Rollenkörper der Drehübertragungseinrichtung der Reihe nach in einander benachbarte Zahnlücken der ersten Verzahnung bzw. der zweiten Verzahnung eingreifen. Hierdurch ist gewährleistet, daß in eine Zahnlücke zu einem jeden Zeitpunkt nur ein Rollenkörper eingreift und der in Umfangsrichtung nächste Rollenkörper in eine zu dieser Zahnlücke über eine Zahnspitze hinweg benachbarte Zahnlücke eingreift. Andererseits ist es allerdings auch denkbar, die Geometrie der Rollen und Verzahnungen so auszubilden, daß mehrere Rollen einer Drehübertragungseinrichtung gleichzeitig in eine Zahnlücke eingreifen.

Es kann vorteilhaft sein, daß die erste Verzahnung einen Zahndistanz aufweist, der von dem Zahndistanz der zweiten Verzahnung verschieden ist. Hierdurch wird eine Möglichkeit geschaffen, bei gegebenen Verzahnungsradien das 30 Übersetzungsverhältnis der Getriebeanordnung einzustellen.

Ferner kann vorgesehen sein, daß die erste oder/und die zweite Verzahnung im wesentlichen gleichförmigen Zahndistanz aufweisen, was dazu führt, daß das Übersetzungsverhältnis von der ersten zur zweiten bzw. von der zweiten zur dritten Schwungmassenanordnung im wesentlichen unabhängig von der Drehstellung der Schwungmassenanordnungen zueinander ist.

Andererseits kann eine sich mit der Drehauslenkung der 35 Schwungmassenanordnungen relativ zueinander ändernde Übersetzung vorteilhafterweise dadurch erzielt werden, daß die erste oder/und die zweite Verzahnung ungleichförmigen Zahndistanz aufweisen.

Diese letztere Maßnahme kann vorteilhafterweise dann 40 eingesetzt werden, wenn die Drehauslenkung der beiden drehelastisch gekoppelten Schwungmassenanordnungen zwischen maximalen Drehauslenkungsstellungen begrenzt ist. Bei Drehungen zwischen diesen maximalen Drehauslen-

kungsstellungen rollen die Rollenkörper der wenigstens einen Drehübertragungseinrichtung über einen vorbestimmten Bereich der ersten bzw. zweiten Verzahnung ab. Innerhalb dieses Bereichs wird die erste bzw. zweite Verzahnung dann vorteilhafterweise derart ausgebildet, daß der Zahndistanz von im wesentlichen der Mitte dieses Bereichs zu dessen beiden Enden hin zunimmt oder abnimmt. Hierdurch ist es möglich, den Verlauf der durch die drehelastische Kopplung zwischen den beiden Schwungmassenanordnungen ausgeübten Rückstellkraft in Abhängigkeit von der Drehauslenkung auf eine gewünschte Kennlinie einzustellen, insbesondere auf eine Kennlinie, bei der zu den maximalen Drehauslenkungsstellungen hin die Rückstellkraft progressiv zunimmt.

Ferner weist die erste oder/und die zweite Verzahnung wenigstens eine Zahnspitze auf, deren beide unmittelbar benachbarte Zahnflanken bezüglich einer durch die Zahnspitze und die Drehachse verlaufenden Symmetriechse unsymmetrisch ausgebildet sind. Durch diese Maßnahme kann die Verzahnung gezielt dahingehend optimiert werden, für im Uhrzeigersinn wirkende Drehschwankungen Dämpfungseigenschaften bereitzustellen, die verschieden sind von den Dämpfungseigenschaften, die zur Dämpfung von entgegen dem Uhrzeigersinn einwirkenden Drehmomentschwankungen vorgesehen sind.

Die Rollenkörper können an dem Rollenträger zwar durch beliebige Lager, insbesondere auch Wälzläger, gelagert sein, jedoch sind hier bevorzugterweise Gleitlager vorgesehen, welche selbst bei nur geringfügigen Hinundherbewegungen unter großer Belastung gute Verschleißfestigkeit aufweisen. Dieser Vorteil kann auch bei der Lagerung des Rollenträgers an der zweiten Schwungmassenanordnung ausgenutzt werden, indem dort bevorzugterweise ebenfalls Gleitlager vorgesehen sind. Allerdings können auch hier beliebige Lager und insbesondere Wälzläger vorgesehen sein.

Eine vorteilhafte Ausgestaltung sieht vor, daß die erste Verzahnung an der ersten Schwungmassenanordnung als Außenverzahnung ausgebildet ist und daß die zweite Verzahnung an der dritten Schwungmassenanordnung als Innenverzahnung ausgebildet ist. Dies ermöglicht einen in Axialrichtung besonders geringen Raumbedarf der Getriebeanordnung.

Hierbei ist weiter bevorzugt, daß die Außenverzahnung und die Innenverzahnung in im wesentlichen einer Ebene liegen und die erste Drehachse, die zweite Drehachse und die dritte Drehachse im wesentlichen parallel zueinander orientiert sind, wodurch bei der Getriebeanordnung besonders geringe Kräfte in Axialrichtung auftreten.

Neben der Ausführung der ersten Verzahnung als Außenverzahnung und der zweiten Verzahnung als Innenverzahnung sind auch Ausführungen denkbar, bei denen beide Verzahnungen als Außenverzahnungen oder beide Verzahnungen als Innenverzahnungen ausgebildet sind, wobei in beiden Fällen die drei Drehachsen im wesentlichen parallel zueinander orientiert sind. Andererseits sind auch Ausführungen der beiden Verzahnungen denkbar, bei welchen die zweite Drehachse schräg und insbesondere senkrecht zu der ersten Drehachse orientiert ist.

Bei der Ausführung der ersten Verzahnung als Außenverzahnung und der zweiten Verzahnung als Innenverzahnung ist es besonders bevorzugt, daß die die Drehübertragungseinrichtung lagernde zweite Schwungmassenanordnung mittels eines Drehlagers, insbesondere eines Wälzlagern oder eines Gleitlagers, gegenüber der ersten Schwungmassenanordnung gelagert ist. Durch diese Lagerung wird ein besonders ruhiger Lauf der Getriebeanordnung erzielt, jedoch kann es in bestimmten Anwendungsfällen auch genügen, daß die zweite Schwungmassenanordnung gegenüber

der ersten Schwungmassenanordnung alleine durch die Zentrierwirkung von mehreren um die erste Drehachse herum verteilten Drehübertragungseinrichtungen erzielt wird. Ferner kann auch die dritte Schwungmassenanordnung gegenüber der zweiten oder ersten Schwungmassenanordnung durch ein Drehlager gelagert sein. Jedoch ist es auch möglich, die drei Schwungmassenanordnungen gegeneinander nicht durch separate Drehlager zu lagern und die Zentrierung der drei Schwungmassenanordnungen zueinander alleine durch die Wirkung von mehreren um die erste Drehachse verteilten Drehübertragungseinrichtungen zu erzielen.

Hinsichtlich eines kompakten und stabilen Aufbaus ist hierbei eine U-förmige Struktur der zweiten Schwungmassenanordnung besonders bevorzugt, welche sich nach radial innen öffnet, die dritte Schwungmassenanordnung von radial außen zumindest teilweise umgreift und an deren U-Schenkeln die Drehübertragungseinrichtung gelagert ist.

Außerdem bevorzugt ist die drehelastische Kopplung der mit der Innenverzahnung versehenen dritten Schwungmassenanordnung mit der die Drehübertragungseinrichtung lagernden zweiten Schwungmassenanordnung, wobei in Verbindung mit der U-förmig ausgebildeten Struktur der zweiten Schwungmassenanordnung sich ein besonders kompakter Aufbau dann ergibt, wenn die U-förmige Struktur auch die Federanordnung von radial außen umgreift.

Diese U-förmige Struktur umfaßt bevorzugterweise eine wenigstens nach radial außen abgedichtete Kammer zur Aufnahme von Schmiermittel, insbesondere pastösem Schmiermittel, in welcher die Innenverzahnung oder/und die wenigstens eine Drehübertragungseinrichtung oder/und die Außenverzahnung oder/und auch die Federanordnung, insbesondere wenn diese zwischen der zweiten und der dritten Schwungmassenanordnung vorgesehen ist, angeordnet sind. Wird diese Kammer zumindest teilweise mit Schmiermittel, insbesondere pastösem Schmiermittel gefüllt, so ist eine Schmierung der in dieser Kammer angeordneten Elemente gewährleistet, wobei auch bei nicht vollständig mit Schmiermittel gefüllter Kammer die Abrollbewegung der Rollenkörper an der Innenverzahnung zu einer Verteilung des Schmiermittels innerhalb der Kammer führt. Ferner stellt das Schmiermittel auch eine Viskositätsreibungskraft bereit, die eine Bewegung der dritten Schwungmassenanordnung bezüglich der zweiten Schwungmassenanordnung bremsen kann und somit zu einer Dämpfung von Drehschwingungen beiträgt.

Bevorzugterweise wird die die wenigstens eine Drehübertragungseinrichtung lagernde zweite Schwungmassenanordnung als ausgangsseitige Schwungmasse eingesetzt und umfaßt eine Kupplungsreibfläche einer Reibungskupplung, an der im eingekuppelten Zustand der Kupplung der Kupplungsreibbelag zur Anlage kommt. Die Kupplungsreibfläche ist hierbei an einer ringförmigen Schwungscheibe vorgesehen, welche drehfest mit der U-förmigen Struktur verbunden ist und axial neben dieser angeordnet ist. Um eine Verschmutzung der Kupplungsreibfläche mit Schmiermitteln möglichst zu vermeiden, ist hierbei bevorzugterweise eine Schmiermitteldichtung zwischen dem der Kupplungsreibfläche axial zugewandten U-Schenkel und der ersten Schwungmassenanordnung vorgesehen.

In Verbindung mit dem Drehlager, das die zweite Schwungmassenanordnung gegenüber der ersten Schwungmassenanordnung lagert, ist bevorzugterweise vorgesehen, daß die Schmiermitteldichtung zugleich das Drehlager abdichtet.

Im Hinblick auf eine einfache Fertigung sind die beiden U-Schenkel bevorzugterweise durch zwei im wesentlichen radial zur ersten Drehachse verlaufende Blechformteile gebildet.

Bevorzugterweise ist die vorangehend beschriebene ringförmige Schwungscheibe mit einem dieser beiden Blechformteile verbunden und insbesondere vermettet. Das andere dieser beiden Blechformteile ist radial außen in Axialrichtung zu dem ersten Blechformteil hin gebogen, bildet somit den U-Bogen der U-förmigen Struktur, und ist an seinem zu dem ersten Blechformteil weisenden axialen Ende mit diesem verschweißt.

Für eine einfache Lagerung des Rollenträgers an der zweiten Schwungmassenanordnung mittels eines Gleitlagers ist vorgesehen, daß die beiden U-Schenkel von einem im wesentlichen zur zweiten Drehachse zentrierten ersten Niet durchsetzt sind, welcher zwischen den beiden U-Schenkeln von einer ersten Gleitlagerhülse umschlossen ist.

Im Hinblick auf eine axiale Fixierung der Gleitlagerhülse ist bevorzugterweise vorgesehen, daß diese mit ihren axialen Enden an den beiden U-Schenkeln anliegt. Hierdurch ist gleichzeitig eine Maßnahme getroffen, um die beiden U-Schenkel auf Abstand voneinander zu halten.

Der Rollenträger weist bevorzugterweise einen Rohrabschnitt auf, der an der ersten Gleitlagerhülse gelagert ist. Um auch die Rollenkörper an dem Rollenträger mittels Gleitlager zu lagern, ist vorgesehen, daß an den axialen Enden des Rohrabschnitts zwei radial und parallel zu den U-Schenkeln sich erstreckende Ringscheibenteile anschließen, welche von einer Mehrzahl von jeweils im wesentlichen zu einer der dritten Drehachsen zentrierten zweiten Nieten durchsetzt sind, welche zwischen den beiden Scheibenteilen jeweils von einer zweiten Gleitlagerhülse umschlossen sind. An jeder dieser Gleitlagerhülsen läuft dann ein Rollenkörper.

Um die Gleitlagerhülsen in Axialrichtung zu fixieren und auch um die beiden Scheibenteile auf Abstand voneinander zu halten, ist bevorzugterweise vorgesehen, daß die zweiten Gleitlagerhülsen mit ihren axialen Enden an den beiden Scheibenteilen anliegen.

Um die drehelastische Kopplung der zweiten Schwungmassenanordnung mit der dritten Schwungmassenanordnung innerhalb der U-förmigen Struktur zu realisieren, ist bevorzugterweise vorgesehen, daß die Federanordnung eine Mehrzahl von in Umfangsrichtung orientierten Druckfedern umfaßt, welche in radial außerhalb der Innenverzahnung vorgesehenen Ausnehmungen der dritten Schwungmassenanordnung angeordnet sind. Diese Druckfedern werden dann bevorzugterweise von der zweiten Schwungmassenanordnung durch wenigstens ein Ansteuerelement betätigt, welches an einem der beiden U-Schenkel angemietet ist.

Um die radiale Führung der dritten Schwungmassenanordnung zu verbessern, ist diese bevorzugterweise über wenigstens ein Gleitelement, insbesondere ein Kunststoff-Gleitelement, gegenüber der zweiten Schwungmassenanordnung geführt.

Im folgenden werden Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand von Zeichnungen näher erläutert. Hierbei zeigt:

Fig. 1 einen Axialquerschnitt eines im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs anzuordnenden Drehschwingungsdämpfers gemäß der Erfindung, gesehen entlang einer Linie I-I in Fig. 2;

Fig. 2 einen Axialängsschnitt durch den Drehschwingungsdämpfer der Fig. 1 entlang einer Linie II-II in Fig. 1; und

Fig. 3 einen teilweisen Axialquerschnitt durch eine Variante des Drehschwingungsdämpfers der Fig. 1.

Die Fig. 1 und 2 zeigen Schnitte eines um eine Drehachse 1 drehbaren Drehschwingungsdämpfers 2 mit einer mit einer Kurbelwelle 3 verbundenen eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5 und einer ausgangsseitigen Schwung-

massenanordnung 7, welcher in einem gestrichelt dargestellten Kupplungsgehäuse 9 angeordnet ist. Die eingangsseitige Schwungmassenanordnung 5 umfaßt ein zentrales Nabenteil 11, welches mittels mehrerer in Umfangsrichtung verteilter Schrauben 12 an der Kurbelwelle 3 befestigt ist. Ein im wesentlichen radial zur ersten Drehachse 1 sich erstreckendes ringförmiges Blechformteil 13 ist an seinem Innenumfang mittels mehrerer in Umfangsrichtung verteilter Niete 15 an dem zentralen Nabenteil 11 an dessen der Kurbelwelle 3 axial zugewandten Seite befestigt und trägt an seinem Außenumfang drehfest einen Anlasserzahnkranz 17 sowie einen massiven Schwungring 19 zur Erhöhung der Schwungmasse der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5.

Das zentrale Nabenteil 11 trägt auf seiner von der Kurbelwelle 3 axial abgewandten Seite an seinem Außenumfang ein Kugellager 21, über welches die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung 7 zur eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5 um die Drehachse 1 drehbar axial und radial geführt ist. An der ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung 7 ist weiterhin ein Schwungring 23 drehfest angebracht, welcher eine Reibfläche 25 zur Anlage an einem Kupplungsbelag 27 aufweist, welcher in der Fig. 2 zusammen mit seinem mit einer Getriebeeingangs-welle zu verbindenden Nabenteil 29 gestrichelt dargestellt ist.

Zur Übertragung von Drehmomenten und Dämpfung von Drehmomentschwankungen ist die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung 7 über ein Rollengetriebe 31 einerseits mit der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5 und andererseits mit einer Zwischenschwungmassenanordnung 33 gekoppelt, wobei die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung 7 ferner mit der Zwischenschwungmassenanordnung 33 über eine Federanordnung 36 drehelastisch gekoppelt ist.

Die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung 7 weist als tragende Struktur, die im Schnitt der Fig. 2 im wesentlichen U-förmig ist, zwei ringförmige radial orientierte Blechformteile 34, 35 auf, welche sich radial innen jeweils bis nahe an den Außenumfang des zentralen Nabenteils 11 der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5 erstrecken. Die beiden Blechformteile 34, 35 erstrecken sich mit Abstand voneinander von radial innen im wesentlichen geradlinig nach radial außen, wobei jedes der Blechformteile 34, 35 zur Vergrößerung des Abstands in einem radial äußeren Bereich eine Ringstufe 37, 39 aufweist. Nahe seinem radial äußeren Ende ist das der Kurbelwelle 3 zugewandte Blechformteil 34 in Axialrichtung zu dem anderen Blechformteil 35 hin gebogen und an einem von der Kurbelwelle 3 abgewandten axialen Ende eines somit gebildeten axial verlaufenden Abschnitts 41 des Blechformteils 34 mit dem Blechformteil 35 verschweißt. Durch die beiden Blechformteile 34, 35 ist somit eine Ringkammer 43 um das zentrale Nabenteil 11 gebildet, wobei die Schweißnaht zwischen den Blechformteilen 34, 35 schmierrmitteldicht ausgeführt ist, so daß ein für den Betrieb des Drehschwingungsdämpfers in die Ringkammer 43 eingeführtes pastöses Schmiermittel 44 in dieser bei Drehung um die Drehachse 1 auch unter Wirkung von Fliehkräften gehalten wird.

In einem radial mittleren Bereich der Ringkammer 43 erstrecken sich mit jeweils gleichem Abstand zur ersten Drehachse 1 vier in Umfangsrichtung gleichmäßig verteilte Niete 45 parallel zur ersten Drehachse 1 durch die beiden Blechformteile 34, 35, wobei mittels dieser Niete 45 ein Lagerhalter 47 an dem Blechformteil 35 befestigt ist. Der Lagerhalter 47 dient zusammen mit dem Blechformteil 35 zur Fixierung des die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung 7 gegenüber der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5

lagernden Kugellagers 21. Hierzu erstreckt sich der Lagerhalter 47 von dem Bereich der Niete 45 nach radial innen und bildet dort einen Zylinderinnenumfangsbereich, an dem das von dem zentralen Nabenteil 11 getragene Kugellager 21 mit seinem Außenumfang anliegt. Zur Führung der ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung 7 in Axialrichtung stützt sich das Blechformteil 35 über eine Schmiermitteldichtung 48 an der der Kurbelwelle zugewandten Seite des Kugellagers 21 ab, auf der der Kurbelwelle 3 abgewandten Seite des Kugellagers 21 stützt sich ein sich weiter nach radial innen erstreckender Abschnitt 51 des Lagerhalters 47 über eine weitere Schmiermitteldichtung 53 an dem Kugellager 21 ab. Zur Zentrierung des Lagerhalters 47 gegenüber dem Blechformteil 35 sind an beiden jeweils aneinander anliegende Ringstufen 55 bzw. 56 vorgesehen, wobei zur Abdichtung gegenüber aus dem Kugellager 21 möglicherweise austretendem Schmiermittel zudem ein Dichtring 57 zwischen dem Lagerhalter 47 und dem Blechformteil 35 vorgesehen ist. Die Dichtungen 48, 53, 57 verhindern auch ein Austreten des in der Ringkammer 43 enthaltenen pastösen Schmiermittels 44 in Richtung zu der Reibfläche 25.

Jeder der Niete 45 trägt in seinem Bereich zwischen den Blechformteilen 34 und 35 an seinem Außenumfang eine Lagerhülse 59, welche mit ihren beiden axialen Enden an den Blechformteilen 34 bzw. 35 anliegt. Durch die Anlage der Lagerhülsen 59 an den Blechformteilen 34 und 35 werden diese in ihrem radial inneren Bereich gegenüber der Spannkraft der Niete 45 auf Abstand gehalten.

Die Lagerhülsen 59 dienen jeweils als Gleitlager für Rollenträger 61, welche jeweils einen Rohrabschnitt 63 aufweisen, welcher mit seinem Innenumfang an dem Außenumfang der Lagerhülse 59 anliegt. Die Rollenträger 61 sind somit um die Lagerhülsen 59 und somit um jeweils eine zentral durch die Niete 45 und parallel zu der ersten Drehachse 1 verlaufende zweite Drehachsen 65 drehbar. Um möglichst keine Reibung zwischen dem Rollenträger 61 und den Blechformteilen 34, 35 zu erzeugen, sind die Rohrabschnitte 63 jeweils wenigstens geringförmig kürzer als die Lagerhülsen 59. An jedem axialen Ende eines Rohrabschnitts 63 erstreckt sich ein ringförmiges Scheibenteil 67 bzw. 69 radial zu der zweiten Drehachse 65 nach außen, wobei die beiden Scheibenteile 67, 69 in einem radial äußeren Bereich durch vier parallel zu der zweiten Drehachse 65 orientierte mit jeweils gleichem Abstand von dieser und gleichförmig um diese verteilte angeordnete Niete 71 durchsetzt sind. Jeder Niet 71 trägt zwischen den beiden Scheibenteilen 67, 69 an seinem Außenumfang wiederum eine Gleitlagerhülse 73, welche mit ihren axialen Enden an den Scheibenteilen 67, 69 anliegt und diese auf Abstand hält. Jede Hülse 73 dient als Gleitlager für jeweils eine Rolle 75, die um die Gleitlagerhülse 73 und damit um eine zentral durch den Niet 71 und parallel zu der ersten Drehachse 1 sowie der zweiten Drehachse 65 verlaufende dritte Drehachse 77 drehbar ist.

Die um die erste Drehachse 1 drehbare ausgangsseitige Schwungmassenanordnung 7 trägt somit um vier jeweils mit Abstand und parallel zu der ersten Drehachse 1 sich erstreckende zweite Drehachsen 65 drehbare Rollenträger 61, von denen jeder wiederum vier um mit Abstand zu seiner zweiten Drehachse 65 und parallel zu dieser sich erstreckende dritte Drehachsen 77 drehbare Rollen 75 trägt. Jeder Rollenträger 61 bildet zusammen mit seinen Rollen 75 eine Drehübertragungseinrichtung 78, welche Drehkräfte von der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5 auf die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung 7 und auf die Zwischenschwungmassenanordnung 33 überträgt. Hierzu weist das zentrale Nabenteil 11 an seinem Außenumfang eine Außenverzahnung 79 auf, an welcher die Rollen 75 abrollen können. Die Außenverzahnung 79 ist dabei derart ausgebil-

det, daß bei einer Drehung der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5 relativ zur ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung 7 um die erste Drehachse 1 ein jeder Rollenträger 61 in eine Drehung um die zweite Drehachse 65 versetzt wird, wobei in Umfangsrichtung um die zweite Drehachse 65 aufeinanderfolgende Rollen 75 der Reihe nach in einander benachbarte Zahnlücken 81 der Außenverzahnung 79 eingreifen.

Die Zwischenschwungmassenanordnung 33 umfaßt einen im wesentlichen ringförmiger Körper 85, welcher an seinem Innenumfang eine Innenverzahnung 83 trägt, an welcher die Rollen 75 ebenfalls abrollen. Die Innenverzahnung 83 ist wiederum derart ausgebildet, daß bei einer Drehung der Zwischenschwungmasse 33 bezüglich der ausgangsseitigen Schwungmasse 7 um die erste Drehachse 1 ein jeder Rollenträger 61 um seine zweite Drehachse 65 in Drehung versetzt wird und in Umfangsrichtung um die zweite Drehachse 65 aufeinanderfolgende Rollen 75 der Reihe nach in einander benachbarte Zahnlücken 86 der Innenverzahnung 83 eingreifen.

Wird somit bei festgehaltener ausgangsseitiger Schwungmassenanordnung 7 die eingangsseitige Schwungmassenanordnung 5 um die erste Drehachse 1 in eine durch einen Pfeil a der Fig. 1 angegebene Drehrichtung gedreht, so wird ein jeder Rollenträger in eine durch einen Pfeil b in Fig. 1 angegebene Drehrichtung gedreht, was wiederum die Zwischenschwungmassenanordnung 33 in eine durch einen Pfeil c in Fig. 1 angegebene und zur Drehrichtung a der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5 entgegengesetzte Drehung versetzt.

An dem mit der Innenverzahnung 83 versehenen Ringkörper 85 der Zwischenschwungmassenanordnung 33 ragen drei um die erste Drehachse 1 gleichmäßig verteilte Arme 87 nach radial außen bis nahe an den axial verlaufenden Abschnitt 41 des Blechformteils 34. An den in der Ringkammer 43 liegenden Seiten der Blechformteile 34, 35 sind in einem radial außerhalb der Ringstufen 37, 39 liegenden Bereich jeweils drei um die erste Drehachse 1 gleichmäßig verteilte Steuerplatten 89 mittels Nieten 91 befestigt, welche zu den Armen 87 des Ringkörpers 85 konturgleich sind und diese in einer in Fig. 1 dargestellten Drehgrundstellung der Zwischenschwungmassenanordnung 33 bezüglich der Ausgangsschwungmassenanordnung 7 in Axialrichtung gesehen überdecken. Die Steuerplatten 89 begrenzen in Umfangsrichtung zusammen mit den Armen 87 drei Kammern 93, welche nach radial innen durch den Außenumfang des Ringkörpers 85 und nach radial außen durch den axial verlaufenden Abschnitt 41 des Blechformteils 34 begrenzt sind. In jeder Kammer 93 sind drei jeweils im wesentlichen in Umfangsrichtung um die erste Drehachse 1 orientierte Schraubendruckfedern 95 angeordnet, wobei zwischen benachbarten Schraubendruckfedern 95 Gleitstücke 97 aus Kunststoff angeordnet sind, die am Innenumfang des axial verlaufenden Abschnitts 41 des Blechformteils 34 gleitend verschiebbar geführt sind. Die den Armen 87 benachbarten Schraubendruckfedern 95 sind über Federschuhe 99 aus Kunststoff an den Armen 87 bzw. den Steuerplatten 89 abgestützt. Die Federschuhe 99 können zudem den Ringkörper 85 nach radial außen gegenüber dem axial verlaufenden Abschnitt 41 des Blechformteils 34 abstützen und ergänzend zu einer Zentrierung des Ringkörpers 85 um die Drehachse 1 beitragen. Die zur Zentrierung des Ringkörpers 85 notwendigen Radialkräfte werden jedoch im wesentlichen durch die zentrierende Wirkung des Rollengetriebes 31 aufgebracht. Bei einer Relativdrehung der Zwischenschwungmassenanordnung 33 relativ zur ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung 7 um die erste Drehachse 1 werden die in Fig. 1 in ihrer Ruhestellung dargestellten Schraubendruck-

federn 95 zwischen jeweils einem Arm 87 und dem in Umfangsrichtung folgenden Paar von Steuerplatten 89 komprimiert, wodurch die beiden Schwungmassenanordnungen 7, 33 miteinander drehelastisch gekoppelt sind.

Durch die Wirkung der Federanordnung 35 werden somit, wenn kein Drehmoment an dem Drehschwingungsdämpfer 2 anliegt, die Zwischenschwungmassenanordnung 33 und die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung 7 in der in Fig. 2 gezeigten Drehgrundstellung zueinander gehalten. Da ferner die eingangsseitige Schwungmassenanordnung 5 über das Rollengetriebe 31 mit den beiden übrigen Schwungmassenanordnungen 7, 33 drehgekoppelt ist, wird auch diese bezüglich der beiden anderen Schwungmassenanordnungen 7, 33 in einer Drehgrundstellung gehalten. Bei Anlegen eines Drehmoments zwischen der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5 und der ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung 7 können diese sich relativ zueinander verdrehen, wobei die Drehübertragungseinrichtungen 78 jeweils um die zweiten Drehachsen 65 und die Zwischenschwungmassenanordnung 33 um die erste Drehachse 1 in Drehung versetzt und die Schraubendruckfedern 95 komprimiert werden. Somit werden von der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5 auf die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung 7 zu übertragende Drehmomentschwankungen gedämpft, wobei zu dieser Dämpfung auch Reibung beiträgt, welche zwischen den einzelnen Schwungmassenanordnungen 5, 7, 33 auftritt, wie beispielsweise Gleitreibung zwischen den Gleitstücken 97 und dem axialverlaufenden Abschnitt 41 des Blechformteils 34 oder Viskositätsreibung, die bei Kompression der Schraubendruckfedern 95 und Drehung des Ringkörpers 85 und der Drehübertragungseinrichtungen 78 in dem pastösen Schmiermittel 44 erzeugt wird, mit dem die Ringkammer 43 gefüllt ist.

Die Außenverzahnung 79 und die Innenverzahnung 83 weisen, wie sie in Fig. 1 dargestellt sind, über ihren Außenumfang einen gleichförmigen Zahnabstand auf, wobei der Zahnabstand der Außenverzahnung 79 größer ist als der Zahnabstand der Innenverzahnung 83. Durch den gegenüber dem Zahnabstand der Innenverzahnung 83 vergrößerten Zahnabstand der Außenverzahnung 79 wird nämlich im Vergleich zu einem an beiden Verzahnungen 79, 83 gleichen Zahnabstand, bei einer Verdrehung der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5 bezüglich der ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung 7 eine Übersetzung auf eine geringere Drehgeschwindigkeit des Ringkörpers 85 erreicht. Hierdurch wird bei durch die Federanordnung 35 vorgegebener beschränkter Verdrehbarkeit des Ringkörpers 85 bezüglich der ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung 7 ein größerer möglicher Verdrehbereich der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung 5 bezüglich der ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung 7 erzielt, wobei dieser vergrößerte Verdrehbereich vollständig zur Dämpfung von Drehmomentschwankungen ausgenutzt werden kann.

Im folgenden werden Varianten des in den Fig. 1 und 2 dargestellten Drehschwingungsdämpfers erläutert. Hinreichlich ihres Aufbaus und ihrer Funktion einander entsprechende Komponenten sind mit den Bezugszahlen aus den Fig. 1 und 2 bezeichnet, jedoch zur Unterscheidung mit einem Buchstaben versehen. Zur Erläuterung wird auf die gesamte vorangehende Beschreibung Bezug genommen.

Der in Fig. 3 dargestellte Drehschwingungsdämpfer 2a unterscheidet sich von dem in den Fig. 1 und 2 dargestellten Drehschwingungsdämpfer 1 im wesentlichen dadurch, daß die Außenverzahnung 79a des zentralen Nabenteils 11a der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung und die Innenverzahnung 83a des Ringkörpers 85a der Zwischenschwungmassenanordnung jeweils in Umfangsrichtung ge-

sehen ungleichförmigen Zahnabstand aufweisen. Die beiden Verzahnungen 79a, 83a sind lediglich in einem Umfangssegment dargestellt, wobei die Verzahnungen 79a, 83a in den nicht dargestellten Umfangssegmenten ähnlich zu dem

dargestellten Umfangssegment verlaufen. In Fig. 3 sind die Schwungmassenanordnungen jeweils in ihren Drehgrundstellungen dargestellt, wobei die zweite Drehachse 65a in Umfangsrichtung die mit 0 bezeichnete Stellung einnimmt. Der Verdrehweg der Zwischenschwungmassenanordnung 33a ist bezüglich der ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung durch die maximale Kompression der Schraubendruckfedern 95a beidseits zur Drehgrundstellung auf mit A bzw. B bezeichnete maximale Drehauslenkungsstellungen begrenzt. Bei Drehung zwischen diesen maximalen Drehausgangsstellungen A, B rollen die Rollen 75a der Drehübertragungseinrichtung 77a an im wesentlichen dem in Fig. 3 dargestellten Umfangssegment der Innenverzahnung 83a ab. Die Innenverzahnung 83a weist ausgehend von der Mitte dieses Umfangssegments einen zu den Enden des Bereichs hin zunehmenden Zahnabstand auf. Hierdurch wird bei bezüglich der ersten Drehachse 1 festgehaltener ausgangsseitiger Schwungmassenanordnung erfolgender gleichförmiger Drehung der Drehübertragungseinrichtung 78a um seine zweite Drehachse 65a die Zwischenschwungmassenanordnung zu den Enden des Verdrehbereichs hin zunehmend schneller in Drehung versetzt, wodurch die Schraubendruckfedern 95a zunehmend schneller komprimiert werden und eine progressiv zunehmende Rückstellkraft zwischen der Zwischenschwungmassenanordnung und der ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung wirkt.

Diese zu den maximalen Drehauslenkungsstellungen hin progressiv zunehmende Kraftwirkung wird zudem unterstützt durch einen abnehmenden Zahnabstand der Außenverzahnung 79a der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung zu den Enden eines entsprechenden Abrollbereichs der Drehübertragungseinrichtung 78a an der Außenverzahnung 79a.

Es kann somit durch entsprechende Wahl des Zahnabstands und dessen Änderung eine gewünschte Abhängigkeit der rückstellenden Federkraft von der Drehauslenkung zwischen der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung und der ausgangsseitigen Schwungmassenanordnung eingestellt werden.

Der in Fig. 4 dargestellte Drehschwingungsdämpfer 2b unterscheidet sich von dem in den Fig. 1 und 2 dargestellten Drehschwingungsdämpfer 1 im wesentlichen dadurch, daß die Außenverzahnung 79b des zentralen Nabenteils 11b und die Innenverzahnung 83b des Ringkörpers 86b um ihre Zahnspitzen unsymmetrische Zahnlanken aufweisen. Sowohl bei der Außenverzahnung 79b als auch bei der Innenverzahnung 83b weisen die im Uhrzeigersinn an die Zahnspitzen anschließenden Zahnlanken eine größere Neigung zur Umfangsrichtung auf als die entgegen dem Uhrzeigersinn anschließenden Zahnlanken. Hierdurch ist es möglich, im Uhrzeigersinn wirkende Drehmomentschwankungen anders zu dämpfen als gegen den Uhrzeigersinn wirkende Drehmomentschwankungen.

Das in Fig. 1 dargestellte Rollengetriebe 31 weist eine Symmetrie gegenüber einer Drehung um 90° um die erste Drehachse 1 auf. Hierdurch wird im Betrieb eine besonders gute Kompensierung der auftretenden Radialkräfte erzielt. Auch weisen die Schwungmassenanordnungen in der dargestellten Drehausgangsstellung kein Drehspiel zueinander auf. Es ist jedoch möglich, daß bei einer bestimmten Drehauslenkung der drei Schwungmassenanordnungen zueinander diese auch Drehspiel zueinander aufweisen. Dieses könnte beispielsweise dadurch verringert werden, daß zwar die Drehübertragungseinrichtungen unter 90° um die erste

Drehachse zueinander angeordnet werden, die Innenverzahnung oder die Außenverzahnung jedoch eine andere Symmetrie aufweisen. Dann geraten beim Abrollen der Rollenkörper der einzelnen Drehübertragungseinrichtungen diese zu jeweils verschiedenen Zeitpunkten an der Innenverzahnung bzw. der Außenverzahnung zur Anlage und erlauben damit auch einen ruhigeren Lauf des Rollengetriebes.

Bei dem in den vorangehenden Ausführungsbeispielen beschriebenen Drehschwingungsdämpfer wird die mit der Außenverzahnung versehene Schwungmassenanordnung als eingangsseitige Schwungmassenanordnung und die Drehübertragungseinrichtungen tragende Schwungmassenanordnung als ausgangsseitige Schwungmassenanordnung verwendet. Es ist jedoch auch denkbar, die mit der Außenverzahnung versehene Schwungmassenanordnung als ausgangsseitige Schwungmassenanordnung und entsprechend die Drehübertragungseinrichtungen tragende Schwungmassenanordnung als eingangsseitige Schwungmassenanordnung einzusetzen. Es ist ferner auch denkbar, bei einer entsprechenden Umgestaltung des Drehschwingungsdämpfers die mit der Innenverzahnung versehene Schwungmassenanordnung als eingangsseitige oder ausgangsseitige Schwungmassenanordnung und entsprechend die Drehübertragungseinrichtungen tragende Schwungmassenanordnung oder die mit der Außenverzahnung versehene Schwungmassenanordnung als ausgangsseitige bzw. eingangsseitige Schwungmassenanordnung einzusetzen.

Es ist ferner auch möglich, von der Ausgestaltung des Drehschwingungsdämpfers mit einer Außenverzahnung an einer der Schwungmassenanordnungen und einer Innenverzahnung an einer anderen der Schwungmassenanordnungen abzuweichen und beide Schwungmassenanordnungen mit gleichen Verzahnungen, beispielsweise Außenverzahnungen oder Innenverzahnungen, zu versehen. Ferner ist auch denkbar, daß die zweiten Drehachsen, um die die Drehübertragungseinrichtungen drehen, nicht parallel zu der ersten Drehachse, sondern unter einem Winkel zu dieser orientiert sind.

Ferner ist es denkbar, daß die Federanordnung nicht die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung mit der Zwischenschwungmassenanordnung drehelastisch koppelt, sondern daß die Zwischenschwungmassenanordnung mit der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung oder die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung mit der eingangsseitigen Schwungmassenanordnung drehelastisch gekoppelt sind oder daß eine weitere Federanordnung vorgesehen ist, welche zusätzlich die Zwischenschwungmassenanordnung drehelastisch an die eingangsseitige Schwungmassenanordnung koppelt oder/und eine zusätzliche Federanordnung vorgesehen ist, welche die ausgangsseitige Schwungmassenanordnung drehelastisch an die eingangsseitige Schwungmassenanordnung koppelt.

Patentansprüche

1. Drehschwingungsdämpfer, insbesondere zur Anordnung in einem Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend drei Schwungmassenanordnungen (5, 7, 33), welche sowohl gemeinsam als auch relativ zueinander um eine gemeinsame erste Drehachse (1) drehbar angeordnet sind, wobei wenigstens zwei (7, 33) der drei Schwungmassenanordnungen (5, 7, 33) durch eine Federanordnung (35) drehelastisch miteinander gekoppelt sind, wobei mittels einer Getriebeanordnung (31) eine erste (5) der drei Schwungmassenanordnungen (5, 7, 33) an eine zweite (7) der drei Schwungmassenanordnungen (5, 7, 33) und die zweite (7) Schwungmassenanordnung an eine dritte (33) der drei Schwungmas-

senanordnungen (5, 7, 33) gekoppelt ist und wobei die Getriebeanordnung (31)

- eine an der ersten Schwungmassenanordnung (5) entlang wenigstens einem Teilumfang derselben vorgesehene erste Verzahnung (79),
- eine an der dritten Schwungmassenanordnung (33) entlang wenigstens einem Teilumfang derselben vorgesehene zweite Verzahnung (83) und
- wenigstens eine an der zweiten Schwungmassenanordnung (7) um eine zweite Drehachse (65) drehbar gelagerte Drehübertragungseinrichtung (78), welche zur Übertragung von Drehkräften mit der ersten Verzahnung (79) und mit der zweiten Verzahnung (83) in Eingriff steht,

umfaßt, dadurch gekennzeichnet, daß die wenigstens eine Drehübertragungseinrichtung (78) einen an der zweiten Schwungmassenanordnung (7) um die zweite Drehachse (65) drehbar gelagerten Rollenträger (61) sowie eine Mehrzahl von zur Übertragung von Drehkräften wenigstens an Teilbereichen der ersten Verzahnung (79) und an Teilbereichen der zweiten Verzahnung (83) abrollenden Rollenkörpern (75) umfaßt, von denen jeder mit Abstand zu der zweiten Drehachse (65) angeordnet und an dem Rollenträger (61) um eine ihm zugeordnete dritte Drehachse (77) drehbar gelagert ist.

2. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die erste (5) oder/und dritte (7) Schwungmassenanordnung Drehspiel gegenüber der zweiten Schwungmassenanordnung (33) aufweisen.

3. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 1, da-

durch gekennzeichnet, daß die erste (5) oder/und dritte

(7) Schwungmassenanordnung im wesentlichen kein

Drehspiel gegenüber der zweiten Schwungmassenan-

ordnung (33) aufweisen.

4. Drehschwingungsdämpfer nach einem der An-

sprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß eine

Mehrzahl von in Umfangsrichtung um die erste Dreh-

achse (1) verteilten Drehübertragungseinrichtungen

(78) vorgesehen ist.

5. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 4 in Ver-

bindung mit Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß

das Drehspiel der ersten (5) oder/und dritten (33)

Schwungmassenanordnung gegenüber der zweiten (7)

Schwungmassenanordnung in eine erste Drehrichtung

durch Anlage einer ersten der Mehrzahl von Drehüber-

tragungseinrichtungen (78) an der ersten (79) oder/und

zweiten (83) Verzahnung und in eine der ersten Dreh-

richtung entgegengesetzte zweite Drehrichtung durch

Anlage einer zweiten der Mehrzahl Drehübertragungs-

einrichtungen (78) an der ersten (79) oder/und zweiten

(83) Verzahnung beschränkt ist.

6. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehübertragungs-

einrichtungen (78) um die erste Drehachse (1) im we-

sentlichen gleichmäßig verteilt angeordnet sind.

7. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprü-

che 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß eine gerade

Anzahl von sich paarweise zur ersten Drehachse (1) dia-

metral gegenüberliegenden Drehübertragungseinrich-

tungen (78) vorgesehen ist.

8. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß die erste (79) oder/und

die zweite (83) Verzahnung bezüglich einer Drehung

um einen Winkel von 360° geteilt durch die Anzahl der

Drehübertragungseinrichtungen (78) und multipliziert

mit einer ganzen Zahl symmetrisch ist.

9. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprü-

che 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß bei Drehung der wenigstens einen Drehübertragungseinrichtung (78) um die zweite Drehachse (65) in Umfangsrichtung aufeinanderfolgende Rollenkörper (75) der Drehübertragungseinrichtung (78) der Reihe nach in einander benachbarte Zahnlücken (81) der ersten Verzahnung (79) und der Reihe nach in einander benachbarte Zahnlücken (85) der zweiten Verzahnung (83) eingreifen. 5
 10. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Verzahnung (79) einen Zahnabstand aufweist, der von dem Zahnabstand der zweiten Verzahnung (83) verschieden ist. 10
 11. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die erste (79) oder/und die zweite (83) Verzahnung im wesentlichen gleichförmigen Zahnabstand aufweisen. 15
 12. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die erste (79a) oder/und die zweite (83a) Verzahnung ungleichförmigen Zahnabstand aufweisen. 20
 13. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die erste (79a) oder/und die zweite (83a) Verzahnung in einem Bereich, an welchem die Rollenkörper (75a) der wenigstens einen Drehübertragungseinrichtung (78a) bei Drehauslenkungen zwischen maximalen Drehauslenkungsstellungen der beiden drehelastisch gekoppelten Schwungsmassenanordnungen (7a, 33a) abrollen, ausgehend von im wesentlichen der Mitte dieses Bereichs zu dessen beiden Enden hin zunehmenden oder abnehmenden Zahnabstand aufweisen. 25
 14. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die erste (79b) oder/und die zweite (83b) Verzahnung wenigstens eine Zahnspitze aufweist, deren beide unmittelbar benachbarte Zahnlanken bezüglich einer durch die Zahnspitze und die Drehachse (1b) verlaufenden Symmetriechse unsymmetrisch ausgebildet sind. 30
 15. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß zur Lagerung der Rollenkörper (75) an dem Rollenträger (61) Gleitlager (73) vorgesehen sind. 40
 16. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß zur Lagerung des Rollenträgers (61) an der zweiten Schwungmassenanordnung (7) ein Gleitlager (59) vorgesehen ist. 45
 17. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Verzahnung (79) an der ersten Schwungmassenanordnung (5) als Außenverzahnung ausgebildet ist und die zweite Verzahnung (83) an der dritten Schwungmassenanordnung (33) als Innenverzahnung ausgebildet ist. 50
 18. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Außenverzahnung (79) und die Innenverzahnung (83) in im wesentlichen einer Ebene liegen und die erste Drehachse (1), die zweite Drehachse (65) und die dritte Drehachse (77) im wesenlichen parallel zueinander orientiert sind. 60
 19. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Schwungmassenanordnung (7) mittels eines Drehlagers (21), insbesondere eines Wälzlaglers oder eines Gleitlagers, gegenüber der ersten Schwungmassenanordnung (5) gelagert ist. 65
 20. Drehschwingungsdämpfer nach einem der An-

sprüche 17 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Schwungmassenanordnung (7) im Schnitt eine U-förmige Struktur aufweist, die sich nach radial innen öffnet, die dritte Schwungmassenanordnung (33) von radial außen zumindest teilweise umgreift und an deren U-Schenkeln (34, 35) die wenigstens eine Drehübertragungseinrichtung (78) gelagert ist. 5
 21. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 17 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite (7) und die dritte (33) Schwungmassenanordnung drehelastisch miteinander gekoppelt sind. 10
 22. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 21 in Verbindung mit Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die U-förmige Struktur ferner die Federanordnung (35) von radial außen umgreift. 15
 23. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 20 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß die U-förmige Struktur eine wenigstens nach radial außen abgedichtete Kammer (43) zur Aufnahme von Schmiermittel (44), insbesondere pastösem Schmiermittel, umfaßt, in welcher die Federanordnung (35) oder/und die Innenverzahnung (83) oder/und die wenigstens eine Drehübertragungseinrichtung (78) angeordnet sind. 20
 24. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 20 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Schwungmassenanordnung (7) eine axial neben der U-förmigen Struktur angeordnete und mit dieser drehfest verbundene ringförmige Schwungscheibe (23) mit einer Kupplungsreibfläche (25) umfaßt und daß zwischen dem der Kupplungsreibfläche (25) axial zugewandten U-Schenkel (35) und der ersten Schwungmassenanordnung (5) eine Schmiermitteldichtung (48, 53) vorgesehen ist. 25
 25. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 24 in Verbindung mit Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Schmiermitteldichtung (48, 53) zugleich das Drehlager (21) abdichtet. 30
 26. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 20 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden U-Schenkel durch zwei im wesentlichen radial zur ersten Drehachse (1) verlaufende Blechformteile (34, 35) gebildet sind. 35
 27. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 26 in Verbindung mit Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß die ringförmige Schwungscheibe (23) mit einem ersten (35) der beiden Blechformteile (34, 35) verbunden und insbesondere mit diesem vernietet ist. 40
 28. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, daß ein zweites 34 der beiden Blechformteile (34, 35) radial außen in Axialrichtung zu dem ersten Blechformteil (35) hin gebogen und an einem axialen Ende mit diesem verschweißt ist. 45
 29. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 20 bis 28, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden U-Schenkel (34, 35) von einem im wesentlichen zur zweiten Drehachse (65) zentrierten ersten Niet (45) durchsetzt sind, welcher zwischen den beiden U-Schenkeln (34, 35) von einer ersten Gleitlagerhülse (59) zur Lagerung des Rollenträgers (61) umschlossen ist. 50
 30. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Gleitlagerhülse (59) mit ihren axialen Enden an den beiden U-Schenkeln (34, 35) anliegt. 55
 31. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 29 oder 30, dadurch gekennzeichnet, daß der Rollenträger (61) einen an der ersten Gleitlagerhülse (59) gelagerten Rohrabschnitt (63) aufweist, an dessen axialen Enden

zwei im wesentlichen radial und parallel zu den U-Schenkeln (34, 35) sich erstreckende Scheibenteile (67, 69) anschließen, welche von einer Mehrzahl von jeweils im wesentlichen zu einem der dritten Drehachsen (77) zentrierten zweiten Niet (71) durchsetzt sind, welche zwischen den beiden Scheibenteilen (67, 69) jeweils von einer zweiten Gleitlagerhülse (73) zur Lageung des Rollenkörpers (75) umschlossen sind. 5

32. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 31, dadurch gekennzeichnet, daß die zweiten Gleitlagerhülsen (73) mit ihren axialen Enden an den beiden Scheibenteilen (67, 69) anliegen.

33. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 21 bis 32, dadurch gekennzeichnet, daß die Federanordnung (35) eine Mehrzahl von radial außerhalb 15 der Innenverzahnung (83) in Ausnehmungen (93) der dritten Schwungradanordnung (33) angeordneten und in Umfangsrichtung orientierten Druckfedern (95) umfaßt.

34. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 33, dadurch gekennzeichnet, daß an einem der beiden U-Schenkel (34, 35) wenigstens ein Ansteuerelement (89) zur Betätigung der Druckfedern (95) angewendet ist.

35. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 17 bis 34, dadurch gekennzeichnet, daß die 25 dritte Schwungmassenanordnung (33) über wenigstens ein Gleitelement (99), insbesondere ein Kunststoff-Gleitelement, gegenüber der zweiten Schwungmassenanordnung (7) radial geführt ist.

30

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

35

40

45

50

55

60

65

Fig.1

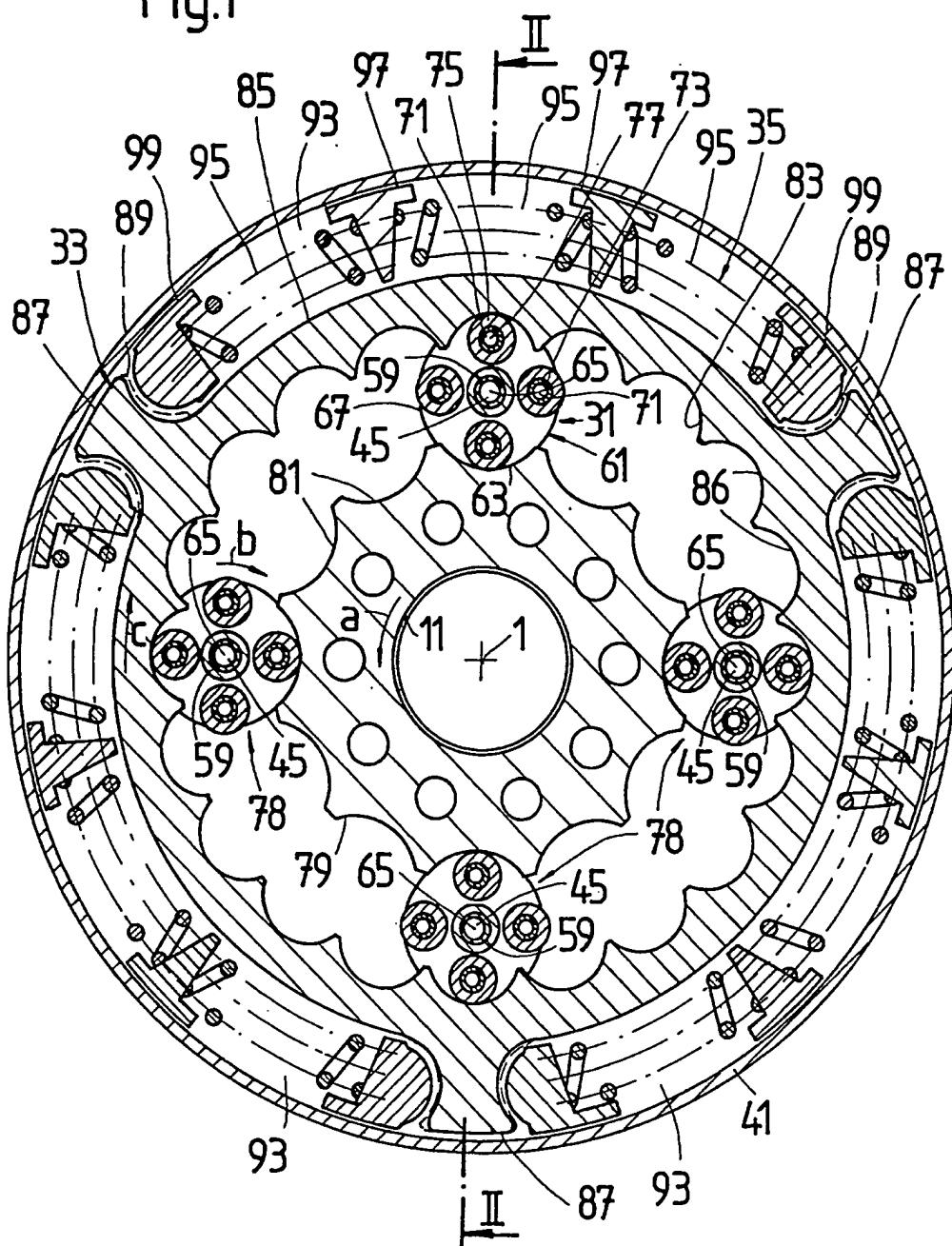


Fig.2

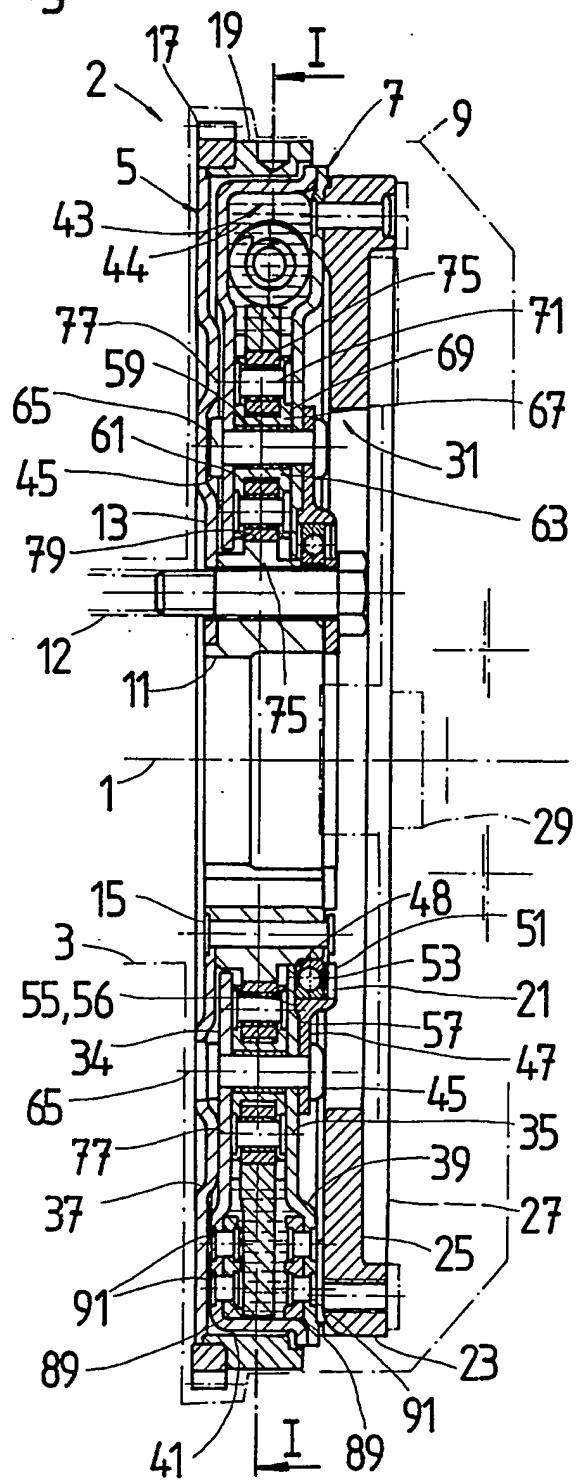


Fig. 3

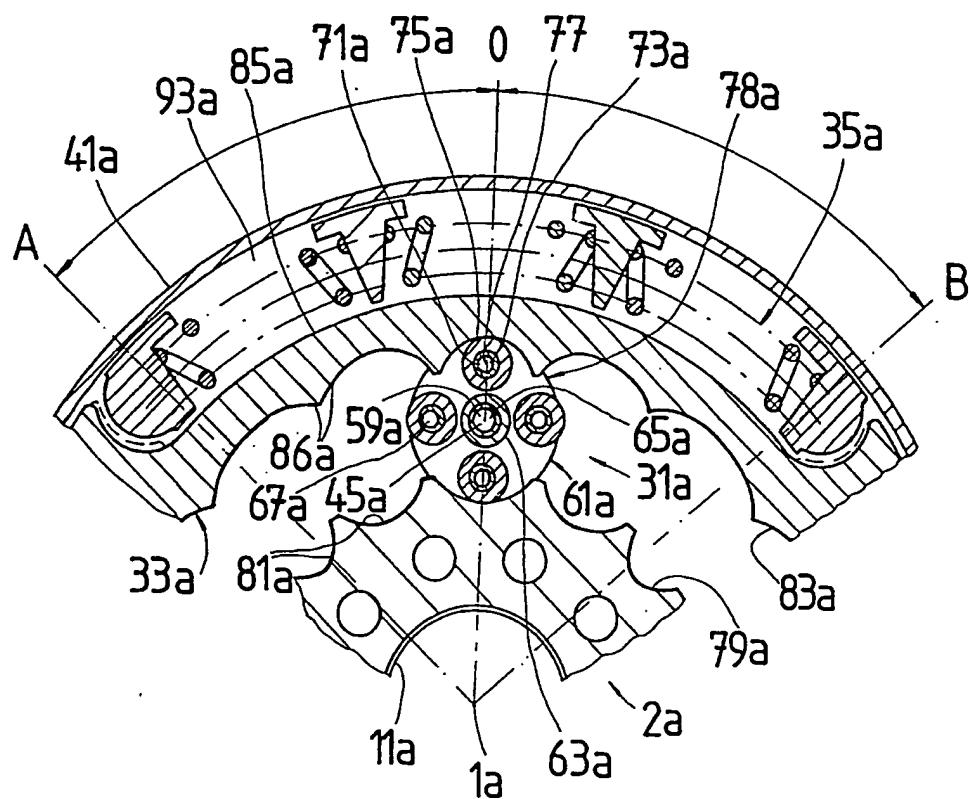


Fig.4

